

항공기 가스터빈용 오일쿨러 해석을 위한 1 차원 열유동 네트워크 수치적 모델 개발 및 연구[§]

김영진* · 김민성* · 하만영* · 민준기**†

* 부산대학교 기계공학부, ** 부산대학교 롤스로이스 대학기술센터

Numerical Study on Surface Air-Oil Heat Exchanger for Aero Gas-Turbine Engine Using One-Dimensional Flow and Thermal Network Model

Young Jin Kim*, Minsung Kim*, Man Yeong Ha* and June Kee Min**†

* School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.

** Rolls-Royce Technology Centre in Thermal Management, Pusan Nat'l Univ.

(Received April 11, 2014 ; Revised June 24, 2014 ; Accepted June 26, 2014)

Key Words: Computational Fluid Dynamics(전산유체역학), Flow and Thermal Network(열유동 네트워크), Heat Exchanger(열교환기), Surface Air-Oil Cooler(SAOHE),

초록 : 항공기용 가스터빈 엔진에 있어서, 기어 어셈블리 및 전자장비에 사용되는 오일의 냉각을 위하여 열교환기가 사용되며 이를 Surface air-oil heat exchanger (SAOHE) 라고 한다. 이 열교환기는 엔진 팬 케이싱 내부에 설치되며 기어박스 시스템 및 전자장비로부터 바이패스 덕트 후류 쪽으로 열을 소산시킨다. 본 연구의 목적은 SAOHE의 설계를 위한 효율적인 수치해석방법을 개발하는 것이다. SAOHE 설치에 따른 핀에서의 열공력학적 성능을 평가하기 위하여 다공성 모델을 활용한 2 차원 수치해석을 수행하였고, 열교환기 성능평가에 대해 시간 및 비용적으로 효과적인 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램을 이용하여 열교환기의 압력강하 및 열전달 성능을 예측하였고, 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 검증하기 위해 2 차원 전산해석 결과 및 실험 결과와 비교하였다.

Abstract: In an aero gas-turbine engine, a surface air-oil heat exchanger (SAOHE) is used to cool the oil system for the gearboxes and electric generators. The SAOHE is installed inside the fan casing of the engine in order to dissipate the heat from the oil system into the bypass duct stream. The purpose of this study was to develop an effective numerical method for designing an SAOHE for an aero gas-turbine engine. A two-dimensional model using a porous medium was developed to evaluate the aero-thermal performance of the fins of the heat exchanger, and a one-dimensional flow and thermal network program was developed to save time and cost in the evaluation of the heat exchanger performance. Using this network program, the pressure drop and heat transfer performance of the heat exchanger were predicted, and the results were compared with two-dimensional computational fluid dynamics results and experiment data for validation.

- 기호설명 -

A_{air} : 오일벽과 공기가 접하는 면적
 A_{inlet} : 입구 면적

A_{oil} : 오일과 오일벽이 접하는 면적
 C_p : 비열
 c : 유입유동 두께층 길이
 D_h : 수력직경
 f : Fanning friction factor
 h_{air} : 공기의 대류열전달 계수
 h_{oil} : 오일의 대류열전달 계수
 k : 열전도 계수

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2014. 4. 23.-26., 제주대) 발표논문임

† Corresponding Author, jkmin@pusan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

k_s	: 오일통로의 열전도 계수
K	: 유동저항
L	: 입구에서 출구까지 길이
L_s	: 오일 벽 두께
P	: 압력
Q	: 열전달량
Q_c, Q_s	: 관 유량
Q_f	: 질량유량
Re	: Reynolds 수
T	: 온도
T_{oil}	: 오일의 온도
T_{air}	: 공기의 온도
$T_{s,1}$: 오일통로 내부벽 온도
$T_{s,2}$: 오일통로 외부벽 온도
U_{avg}	: 평균속도
u_c, u_s, w_c	: 환관속도성분
u_i, u_j, v_i	: 속도성분
u'_i, u'_j	: 섭동성분
U_∞	: 경계층 밖 공기속도
x_i, x_j	: 직교좌표

그리스문자

Γ	: 질량 유량
δ	: 경계층 두께
μ	: 점성
ρ	: 밀도

1. 서 론

세계 경제가 글로벌화 됨으로 인해 항공기 사용이 확대되고 있고 그에 따라 환경 에너지 정책과 관련한 이슈가 대두되고 있다. 이러한 상황은 항공기 운항 비용 절감과 항공기 가스터빈엔진의 높은 연료 소모 효율을 요구한다. 이런 이유로 다양한 형태의 열교환기가 항공기 가스터빈엔진에 도입되고, 이 중 기어 어셈블리 및 전자장비에 사용되는 오일의 냉각을 위해 사용되는 열교환기인 오일쿨러도 포함되어 있다.

Surface air-oil heat exchanger (SAOHE)는 오일쿨러 중 하나이고, 엔진 팬 케이싱 내부에 설치되어 오일시스템으로부터 바이패스 덕트 후류 쪽으로 열을 소산시킨다. SAOHE는 주로 핀형 열교환기를 사용하여 열전달 성능을 향상시켜준다. SAOHE가 좋지 않은 곳에 위치하면 바이패스 덕트 내 압력강하가 증가하여 비연료소모율 (SFC)에 영향을 주게 되므

로 SAOHE의 최적위치의 영향이 중요하다.

항공엔진용 열교환기에 대한 그 동안의 연구는 주로 열전달 성능 강화에 초점이 맞추어졌다. Min 등⁽¹⁾은 고온, 고압 조건의 가스터빈 엔진, 공기 냉각 및 인터쿨러 열교환기의 최근 연구에 관해 검토했다. Robertson 등⁽²⁾은 저속 풍동에서 과도 액정 기법을 사용하여 가스터빈엔진의 부품을 냉각하기 위한 외부 핀의 성능에 대해 실험적 연구를 수행했다. 이들은 연속적으로 평평한 핀 이 외에 핀의 길이에 따라 발달하는 열 및 속도 경계층을 방해하여 열전달률을 향상시키기 위한 주름진 핀 형상을 고려했다.

핀 형상에 대해서는 신 형상을 제안하여 열전달 특성의 변화를 관찰하는 연구가 진행되었다. Neely 등⁽³⁾은 새로운 히터 장치가 있는 열전달 터널에서 과도 액정 기법을 사용하여 매끄러운 실린더와 원형 핀의 국소 열전달 계수의 분포를 측정했다. 이들은 핀 배열에 대한 상대적인 핀 지름의 크기가 열전달에 미치는 영향을 고려했다. Sparrow와 Ramsey⁽⁴⁾는 사각 덕트 안에 위치한 지그재그 배열의 원형 실린더에서 유동의 압력강하 및 열전달 특성을 각 배열 별로 측정하는 실험적 연구를 했다. Mutlu와 Al-shemmeri⁽⁵⁾는 채널 내 연속적인 평평한 핀에서 유동의 압력강하와 열전달 특성과 중간에 끊어진 평평한 핀에서 교차하는 유동의 압력강하와 열전달 특성을 측정하였다. 이들은 평균 열전달 계수와 핀의 효율을 결정하였고 중간에 끊어진 평평한 핀에서 교차하는 유동이 압력강하와 열전달에 미치는 영향에 대해 연구를 하였다. Chapman 등⁽⁶⁾은 저속의 유동 환경에서 알루미늄 히트싱크에 평평한 핀, 중간에 끊어진 평평한 핀, 타원형 핀을 부착하여 각각의 열성능을 비교하였다. Sata 등⁽⁷⁾은 평평한 핀이 배열된 채널 내에 일정한 유동이 흐를 때 레이놀즈 수와 핀의 길이에 따른 유동장과 온도장을 계산하기 위해 수치해석을 수행하였다.

열전달 성능을 예측하기 위한 수치해석은 주로 2 차원이나 3 차원 전산유체역학 (CFD) 해석이 사용되었다. 하지만 Luo 등⁽⁸⁾은 다수의 유동을 가지는 판형 열교환기에서 열 성능을 평가하기 위해 네트워크 프로그램을 이용하여 일반적인 해석 방법을 제시하였다. 열유동 네트워크 해석모델은 빠른 계산 시간과 간편성으로 인해 초기 설계단계에 매우 유용한 도구가 될 수 있고, 이 때 계산에 사용되는 유동 및 열 저항의 정확도가 중요하게 된다. 일반적으로 1 차원 네트워크 해석 기법은 열교

환기 매트릭스나 파이프 시스템과 같이 노드 (node)와 가지 (branch)의 구분이 명확한 경우 적용이 용이하나, 본 문제처럼 열교환기가 바이패스부에 노출되어 있는 경우에는 적용이 어렵다.

본 연구의 목표는 항공기용 SAOHE의 성능평가를 보다 효율적으로 수행하기 위한 1 차원 네트워크 해석 수치기법을 개발하는 것으로, SAOHE 열교환기를 위한 가장 이상적인 영역구분과 그에 해당하는 최적의 상관계수를 적용하는 것이다. 이를 위해 본 연구에서는, 우선 SAOHE 설치 위치에 따른 핀에서의 열공력학적 성능을 평가하기 위한 2 차원 수치해석을 수행하였다. 여기에서 도출된 성능상관식을 사용하여, 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 개발하고 열교환기의 압력강하 및 열전달 성능을 예측하였다. 2 차원 해석 결과는 선행 실험 연구와 비교하여 검증하였으며, 1 차원 열유동 네트워크 프로그램은 2 차원 수치해석 결과와 비교하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 SAOHE 형상

Fig. 1와 같이 이 SAOHE 오일쿨러 열교환기는 엔진 팬 케이싱 내부에 설치 되어 전자 장비 및 변속 기어박스 시스템으로부터 바이패스 덕트 후류 쪽으로 열을 소산시킨다.

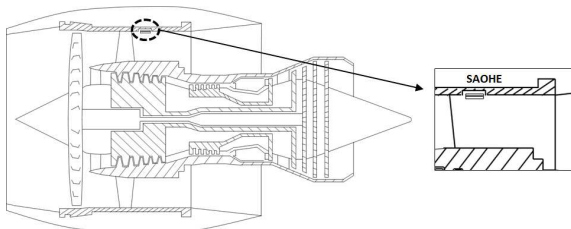


Fig. 1 Schematic configuration of convective surface air-oil heat exchanger in aero-engines.

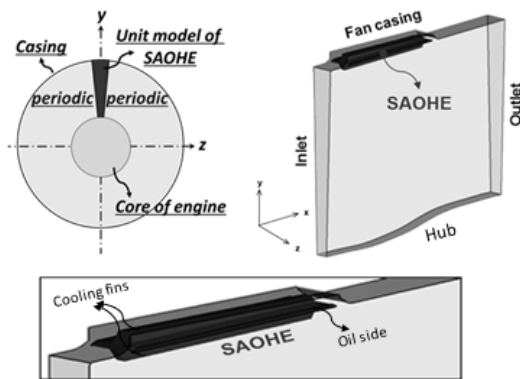


Fig. 2 Computational model and boundary conditions for the 3D unit-fin model.

본 연구에서는 열교환기 전체 모델 중 핀 하나의 영역만 선택하여 단일 핀 모델을 계산하였다. Fig. 2는 SAOHE의 3 차원 단위 핀 모델의 계산 영역과 경계조건을 보여준다. 오일 통로 표면, 냉각 핀, 허브와 케이싱에는 점착 경계조건을 적용한다. 유동 방향으로는 회전 주기조건 (rotational periodic)을 적용시킨다. 입구와 출구 영역에는 압력입구조건, 압력출구조건으로 각각 적용시킨다. 입구조건은 Swirl 영향을 고려하기 위해, 각 x, y, z 지점에서의 압력, 온도 값을 이용하였고, 출구조건에는 ‘Target mass flow rate 값’을 주어 주어진 항공기 운항조건에 만족하도록 수치해석을 진행하였다. 주어진 질량유량을 이용하여 출구영역 압력을 조절하는 내부적 계산이 수행된다. 오일 측에는 오일의 대수 평균 온도 값과 열전달 계수가 주어진다. 난류모델은 standard k-ε model을 사용하였고 벽면가까이에서 열전달을 정확히 계산하기 위해 enhanced wall treatment function을 사용하였다. 그리고 열교환기 핀의 고체 영역에도 격자를 구성하여 전도에 의한 열전달 및 그에 의한 공기 물성치의 변화를 고려하는 복합열전달(conjugated heat transfer) 해석을 하였다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

공기는 이상기체로 가정하고 정상상태의 압축성 난류유동을 만족하는 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_i u_j = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_p u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho C_p \overline{u'_i T} \right) \tag{3}$$

여기서 u_i , P , T 는 속도벡터, 압력, 온도를 나타낸다. 또한 ρ , μ , k , C_p 는 유체의 밀도, 점성계수, 열전달 계수, 비열을 나타낸다. 모든 변수들은 시간 평균한 값이고, 식 (1) - (3)은 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식이다. 본 연구에서는 상용 CFD 소프트웨어인 ANSYS-FLUENT14.0을 사용하여 해석을 실시하였다. 가스터빈엔진의 바이패스 덕트 중심부에서의 마하수는 약 0.6이다. 운동량과 에너지 수송식의 공간적 이산화하기 위해 2 차의 풍상차분법이 사용되었고, 압력-속도 커플링을 위해 pressure-based coupled scheme이 사용되었다. 계산의 안정성과 수

렴성을 위해 낮은 완화계수가 선택되었다. 본 연구에서 사용 되어진 주요 변수는 다음과 같다. 수력직경 D_h 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_h = \frac{4A_{inlet}}{P} \tag{4}$$

여기서 A_{inlet} 는 입구면적, P 는 입구둘레를 의미한다. 유동의 평균속도는 다음과 같다.

$$U_{avg} = \frac{\Gamma}{\rho A_{inlet}} \tag{5}$$

여기서 Γ 는 질량 유량을 의미한다. 이와 같은 변수들을 이용하여 다음과 같이 Reynolds 수를 정의할 수 있다.

$$Re = \frac{\rho U_{avg} D_h}{\mu} \tag{6}$$

그리고 Fanning friction factor 는 다음과 같다.

$$f = \frac{D_h \Delta P}{2\rho U_{avg}^2 L} \tag{7}$$

여기서 L 은 유동길이를 나타낸다.

2.3 2 차원 다공성 모델

다공성 매질 근사법은 계산시간을 줄여줄 뿐 아니라 복잡한 형상에 대한 문제를 간단하게 만들어 준다. 본 연구에서는 다공성 매질 근사법을 사용하여 2 차원 축 대칭 모델을 사용하였다. Fig. 3 은 SAOHE 의 2 차원 다공성 매질 모델의 도식이다. SAOHE 의 3 차원 단위 핀에서 위쪽과 아랫쪽 냉각 핀을 2 차원 다공성 매질 영역으로 정의했다. 핀 간격만큼 떨어진 평행한 두 평판 사이에서 흐르는 유동에 대한 결과를 이용하여 다공성 매질의 매개변수를 구하였다. 다음은 다공성 매질의 저항을 나타내는 방정식이다.

$$\frac{\partial p}{\partial x_i} = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v_i| v_i\right) \tag{8}$$

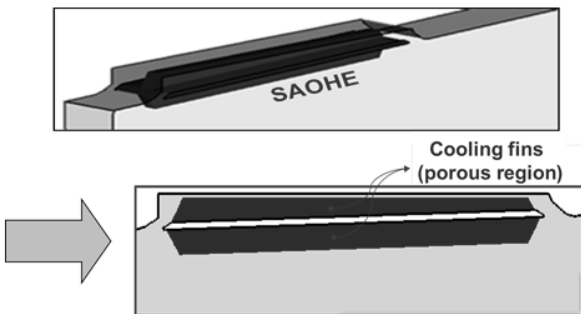


Fig. 3 Schematic of the 2D axi-symmetric porous media model

이 방정식에서 오른쪽 첫 번째 항은 작은 레이놀즈 수 영역의 유동에서 지배적인 Darcy 의 법칙을 나타내고 두 번째 항은 높은 레이놀즈 수 영역의 유동에서 지배적인 관성저항이다. 최소제곱법을 이용한 평행한 두 평판 사이에서의 압력강하 근사식은 다음과 같다.

$$\Delta p = Av + Bv^2 \tag{9}$$

2 차원 다공성 매질 축 대칭 모델에 대한 유동 경계층과 온도 경계층은 3 차원 단위 핀 모델과 일치한다. 핀 스테이지에서 바이패스 덕트 후류로의 회전 (swirl)의 영향도 고려하여 계산된다. 본 연구에서 관형 핀을 사용하므로, 다공성 성질은 핀의 길이방향으로만 유동이 흐르도록 이방성이 되어야 한다. Fig. 4 는 본 연구에 사용된 SAOHE 의 2 차원 다공성 매질 모델의 전형적인 격자 배열을 나타낸다. 냉각 핀과 오일 벽 근처에 격자가 세밀히 분포되는데 그 이유는 높은 속도와 큰 온도 구배를 해석하기 위함이다. 벽으로부터 떨어진 첫 번째 격자점은 대략 $y^+ \approx 1$ 을 만족한다. 2 차원 모델에서의 격자 분포와 배열은 3 차원 해석용 격자 분포와 유사하다. 격자의 존도 해석을 통한 2 차원 모델과 3 차원 모델의 격자 개수는 각각 약 6.8×10^4 개와 2.8×10^6 개 이다.

2.4 1 차원 열유동 네트워크 topology 및 이론

본 연구에서는 1 차원 열유동 네트워크 해석을 하기 위해 SAOHE 의 형상과 그에 따른 유동 패턴을 기준으로 열교환기 주변을 다수의 영역으로 분할하였고, 각 영역에서 가장 적절한 성능 상관계수를 이용하는 수치해석 기법을 개발하였다.

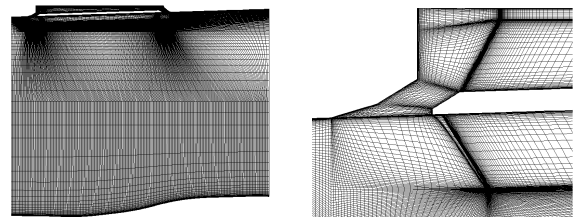


Fig. 4 Typical grid distribution and configuration for the 2D unit-fin model of SAOHE

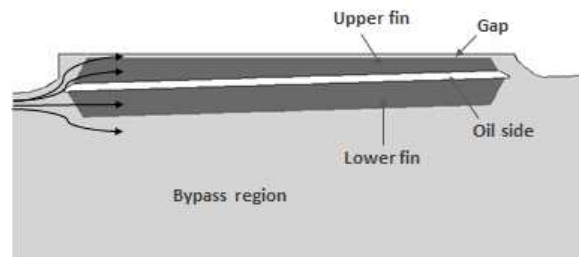


Fig. 5 Distribution of flow region in SAOHE

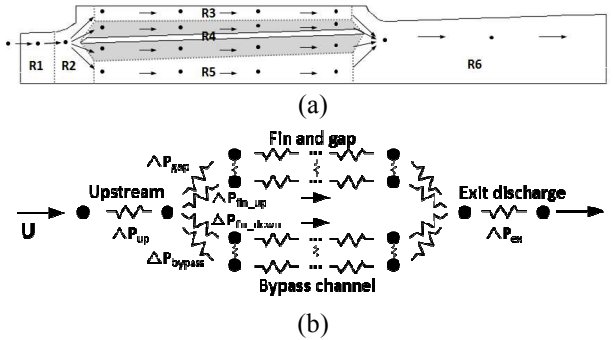


Fig. 6 Network topology for flow analysis of SAOHE E: (a) the 6 parts of network in SAOHE and (b) the flow resistance of SAOHE

Fig. 5 는 본 연구에서 사용 된 SAOHE 주위의 유동현상을 보여준다. 케이싱 근처의 입구에서 들어온 유동은 윗쪽 핀과 케이싱 사이의 틈, 윗 핀, 아랫 핀, 바이패스로 나뉘어져서 흘러가게 되고 SAOHE 후류에서 다시 합쳐지게 된다.

Fig 6(a)는 SAOHE 의 네트워크 구성도를 보여준다. 검은색의 점은 노드(node)로 계산에 필요한 영역을 나타내고, 화살표는 각각의 노드를 연결하는 유동경로로 가지(branch)를 표시한다. 본 연구에서 사용된 SAOHE 의 R1, R2 그리고 R6 영역에서의 유동 저항은 Freid 와 Idelchik[9]이 수치적으로 제안한 수식을 이용하였고, R3 ~ R5 영역은 2 차원 CFD 결과를 이용하였다.

R1 은 상류영역(upstream region)을 나타내고 R1 에 적용된 상관식인 상류 속도(upstream velocity), 경계층 두께(boundary layer thickness), 전압력(total pressure)은 식 (10) - (13)와 같다.

$$\frac{u}{U_\infty} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7} \quad (10)$$

$$\delta = 0.37 \times \text{Re}_x^{-0.2} \quad (11)$$

If $c < \delta$

$$P = P_s + (0.7) \cdot \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \cdot \left(\frac{\delta}{c}\right)^{3/7} \quad (12)$$

If $c > \delta$

$$P = P_s + (0.7) \cdot \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \frac{\delta}{c} + \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 \frac{c - \delta}{c} \quad (13)$$

식 (11)에서 x 의 기준점은 계산 영역의 입구를 기준으로 하였고, 이 경우 계산 입구부터 경계층이 성장한 것은 아니나, 본 문제 해석의 경우 입구영역에서 비균일 속도 분포를 경계조건으로 주었고, 그 경계층의 두께가 크기 않아 상기와 같이 가정하였다. 경계층은 난류이고 1/7 멱법칙으로 표현할 수 있다고 가정하였고 유효 유입 전압력은

유입 유동(captured flow)의 전압력과 같다고 가정하였다. 식 (12) - (13)은 빨려지는 유동(ingested flow)의 전압력에 대한 식으로 위쪽 핀으로 통과하는 유동면적의 두께가 경계층 두께보다 크거나 작은가에 따라 정해진다.

R2 은 오일 통로를 중심으로 유동이 나뉘지는 영역을 나타낸다. R2 에 적용된 유입 손실 상관식은 다음과 같다.

$$K_{12} = 1 + \left(\frac{u_b}{u_f}\right)^2 - 2\left(\frac{u_b}{u_f}\right)\cos(\alpha) - K_s \left(\frac{u_b}{u_f}\right)^2 \quad (14)$$

$$\frac{\Delta p_s}{\rho u_c^2} = 1 + \left(\frac{u_s}{u_c}\right)^2 - 2\frac{u_s}{u_c}\cos 45 - 0.36\left(\frac{u_s}{u_c}\right)^2 \quad (15)$$

여기서 K_{12} 는 유입 손실 계수로 유동의 갈라짐과 혼합으로 인한 압력강하는 유입 손실 계수로 표현된다. 즉 추가적인 유입 손실은 포함되지 않는다. Δp_s 는 압력강하를 나타내고 u_c 는 관형 핀으로 들어오는 입구의 속도 성분이고 u_s 는 관형 핀으로 나가는 출구의 속도 성분을 나타낸다. 입구에서 갈라지는 각은 45° 로 나뉘지는 파이프 유동으로 가정하였다.

R3 은 핀과 케이싱 사이의 틈을 나타내는 영역이고, R4 는 위와 아랫쪽 핀 영역이며, R5 는 바이패스 영역을 나타낸다. R3, R4, R5 에 적용된 압력강하 상관식은 식 (16) - (18)과 같다.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{1}{2} \rho_f \cdot u_f^2 \left[-c_{ff} \frac{\text{Perim}_f}{\text{Area}_f} + \frac{2}{T_f} \frac{dT_f}{dx} \right] \quad (16)$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{1}{2} \rho_g \cdot u_g^2 \left[-c_{fg} \frac{\text{Perim}_g}{\text{Area}_g} + \frac{2}{T_g} \frac{dT_g}{dx} \right] \quad (17)$$

$$\frac{u_f}{u_g} = \sqrt{\frac{\rho_g \left[-c_{fg} \frac{\text{Perim}_g}{\text{Area}_g} + \frac{2}{T_g} \frac{dT_g}{dx} \right]}{\rho_f \left[-c_{ff} \frac{\text{Perim}_f}{\text{Area}_f} + \frac{2}{T_f} \frac{dT_f}{dx} \right]}} \quad (18)$$

식 (16)와 (17)는 핀 주변으로 흐르는 유동에 대한 압력강하를 나타낸다. 여기서 첨자 f 는 냉각핀 사이의 유동을 나타내고 g 는 팬케이싱과 냉각핀 사이의 유동 또는 바이패스 영역의 유동을 나타낸다. 또한, Perim 은 둘레길이 Area 는 면적을 나타내고, C_{ff} 와 C_{fg} 는 각각 3.2 와 3.99 를 적용했다. 식 (18)은 핀과 틈으로 흘러가는 유동의 비로 질량유량을 계산할 때 사용된다.

R6 은 출구영역을 나타내고 SAOHE 의 뒤쪽에서

갈라졌던 두개의 유동이 혼합되고 가속되어 빠져 나간다. R6 에 적용된 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{\Delta p_s}{\rho w^2 / 2} = 5.6 \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right) + 0.50 \left[\left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^4 + \left(1 - \frac{Q_s}{Q_c} \right)^4 \right] - 2.0 \left(\frac{Q_s}{Q_c} \right)^2 - 1.8 \quad (19)$$

여기서 Q_s , Q_c 는 각 노드를 지나는 유량을 나타내고 두개의 파이프가 45° 로 합쳐지는 파이프 유동으로 가정하였다. 출구유동에 대한 전압은 냉각된 끝부분에서의 정압과 평균 속력과 평균 밀도로부터 계산된 동압수두를 더하여 계산된다.

Fig. 6(b)는 1 차원 열유동 네트워크 회로 구성도를 나타낸다. 각 노드에 대한 질량유량보존 방정식을 Kirchhoff 법칙형태로 나타내면 식 (20)와 같이 유동 및 압력분포를 구할 수 있게 된다. K 는 식 (21)으로 정의할 수 있다.

$$[\Delta p] = [K][Q_f^2] \quad (20)$$

$$K = \left(\frac{2L}{D_h} \frac{\rho u_{avg}^2}{Q_f^2} \right) f \quad (21)$$

식 (21)는 Q_f 에 관한 비선형 방정식으로 반복법을 통해 구할 수 있으며, 본 연구에서는 일반적으로 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 반복법을 사용하였다.

뉴턴-랩슨 반복법은 많은 수의 노드와 가치를 가지는 1 차원 열유동 네트워크 프로그램에 적합한 수치해석 방법이다. 일반적으로 뉴턴-랩슨 반복법은 연립방정식을 확장한 것으로 볼 수 있다. 다음과 같이 변수의 개수가 n, 식의 개수가 m 개인 ($m \geq n$) 다변수 연립방정식이 있을 때,

$$\begin{aligned} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \\ &\dots \\ f_m(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

위 연립방정식을 행렬 표현으로 바꾸기 위해 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $F(x) = f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)$ 라 놓으면 위 식은 $F(x) = 0$ 와 같은 행렬식의 형태가 된다. 이 때, F 는 $F: R^n \rightarrow R^m$ 인 다변수 다차원 함수로 볼 수 있으며 이에 대한 미분은 Jacobian 행렬로 표현된다.

$$J(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_m}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (23)$$

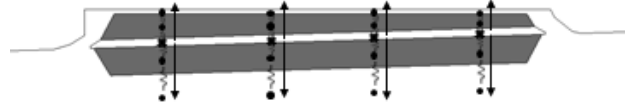


Fig. 7 Network topology for oil side in SAOHE

이제 F 를 함수, X 를 변수로 보고 뉴턴-랩슨 식을 그대로 쓰면 다음과 같은 형태의 식 (24)으로 나타낼 수 있다.

$$X^{k+1} = X^k - \frac{F(X^k)}{J(X^k)} \quad (24)$$

그러나 행렬(J)로 직접 나눌 수는 없기 때문에 F/J 는 $J \cdot P = F$ 인 P 를 구함으로써 계산 할 수 있다. 즉, 연립방정식에 대한 뉴턴법 수식은 다음과 같다.

$$J(X^k) \cdot P = F(X^k) \quad (25)$$

$$X^{k+1} = X^k - P \quad (26)$$

즉, 현재의 X 추정값에 대해 J와 F 값을 계산한 후에 $J \cdot P = F$ 인 P 를 구하고, 여기서 구한 P 를 이용해서 $X = X - P$ 로 X 를 업데이트한다. 업데이트 된 X 로 J, F 를 다시 계산하고 P 도 구하고 이와 같은 과정을 X 가 수렴할 때까지 반복하게 된다.

Fig. 7 은 SAOHE 의 오일 영역에서 유체 및 핀 방향으로 열전달되는 것을 나타내는 도식이다. 사각형의 노드는 오일 영역에서의 계산이 되는 영역을 나타내고 화살표는 열전달 되는 방향을 나타낸다. 복사에 의한 열전달은 없는 것으로 가정한다. 본 연구에 사용 된 총 열 전달량은 식 (27)과 같다.

$$Q = \frac{T_{oil} - T_{s,1}}{1/h_{oil} \cdot A_{oil}} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L_s / k_s \cdot A_{oil}} + \frac{T_{s,2} - T_{air}}{1/h_{air} \cdot A_{air}} \quad (27)$$

여기서 방정식 우편의 첫번째 항은 오일과 오일벽 사이에서의 대류열전달을 나타내고 두번째 항은 오일벽에서의 전도열전달, 세번째 항은 오일벽과 공기에서 대류열전달을 나타낸다. 공기의 대류열 전달 계수인 h_{air} 는 CFD 를 통하여 계산된 값을 사용하였고 오일의 대류열전달 계수인 h_{oil} 는 Ko 등⁽¹⁰⁾의 선행연구의 실험값을 사용하였다. 본 연구에서는 2 차원 다공성 CFD 해석결과를 바탕으로 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 개발하였다. 이 때, CFD 해석 결과로부터 도출된 Nusselt 수를 열교환기 작동범위 내에서 곡선 맞춤 (curve

fitting)을 통한 근사식을 활용하여 열 저항식을 만들어 열 해석을 진행하였다.

3. 결 과

3.1 2 차원 다공성 모델 검증

본 연구에서는 항공기 가스터빈 엔진 중 하나인 오일쿨러 (Surface air-oil Cooler)를 연구 하였으며, 그에 따른 2 차원 CFD 해석 후 보다 효과적인 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 개발하는 것이다.

Table 1 은 본 연구에서 수행한 2 차원 다공성 모델과 Ko 등⁽¹⁰⁾의 선행연구의 실험과 비교한 결과이다. 본 연구에서 사용 되어진 2 차원 다공성 모델 결과와 실험 결과를 비교해 봤을 때 압력차가 4.5% 차이가 나는 것을 알 수 있다. 단순화 된 다공성 매질 상관식을 고려할 때 이 차이는 동의할 만 수준이다. 또한, 핀 영역(R4) 에서 기존 상관식을 적용하여 압력차 및 열 전달량을 2 차원 CFD 결과와 비교하였다. 우선 가장 많이 사용되는 평판형 핀 (plate fin) 형상을 사용하였고, 다른 핀 형상에 대해서는 현재 고려되지 않았다. 기존 상관식은 K. Shah 와 P. Sekulic⁽¹¹⁾이 제안한 식 (28) - (29)을 이용했다.

$$f \cdot Re = 24 \begin{pmatrix} 1 - 1.3553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} \\ -1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} \\ -0.2537\alpha^{*5} \end{pmatrix} \quad (28)$$

$$Nu \cdot Re = 7.541 \begin{pmatrix} 1 - 2.610\alpha^* + 4.970\alpha^{*2} \\ -5.119\alpha^{*3} + 2.702\alpha^{*4} \\ -0.548\alpha^{*5} \end{pmatrix} \quad (29)$$

식 (28)과 식 (29)은 각각 압력 및 열전달과 관련된 수식이며, 여기서 α^* 은 평판형 핀의 높이와 길이의 비로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha^* = 2b/2a \quad (30)$$

여기서 $2a$ 와 $2b$ 는 각각 평판형 핀의 길이와 높이로 $2a = 414mm$, $2b = 25mm$ 이다. 위의 일반적인 상관식을 적용하여 기존 1 차원 열유동 네트워크 프로그램과 K. Shah 와 P. Sekulic⁽¹¹⁾의 기존 상관식을 이용한 1 차원 열유동 네트워크 프로그램의

Table 1 Validation result for 2D CFD.

$\Delta P_{static} (Pa)$		Difference (%)
Experiment	2D CFD	
1542.5	1615.2	+4.5

해석 결과와 비교해 봤을 때, 약 25% 차이가 남을 알 수 있었다. 이것은 압축성 유동을 가정하고 계산 한 본 연구와 비압축성 유동을 가정하고 적용한 일반적인 상관식과의 차이로 볼 수 있다. 추후 연구에서는 다양한 열교환기 형상 정보를 가지고 있는 1 차원 열유동 네트워크의 일반적인 상관관계식을 개발 할 예정에 있으며, 그 식을 이용한다면 보다 보편적인 열교환기의 초기 설계단계 프로그램으로 이용 될 것이다.

3.2 1 차원 열유동 네트워크 모델의 유동 평가

Fig. 8 은 윗쪽 핀과 아랫쪽 핀에 노드 4 개를 고려한 1 차원 2-4(two-branch parallel, four-node) 네트워크 구성도, 바이패스와 케이싱 아래 틈 사이를 추가적으로 고려한 1 차원 4-4(four-branch parallel, four-node) 네트워크 구성도 그리고 1 차원 4-4 네트워크 모델에 노드를 더 추가한 1 차원 4-

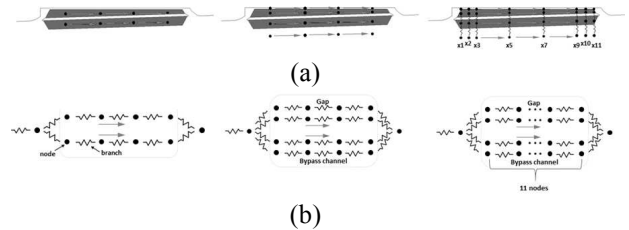


Fig. 8 The network topology: (a) 2-4 model, 4-4 model and 4-11 model and (b) the flow resistance of 2-4 model, 4-4 model and 4-11 model

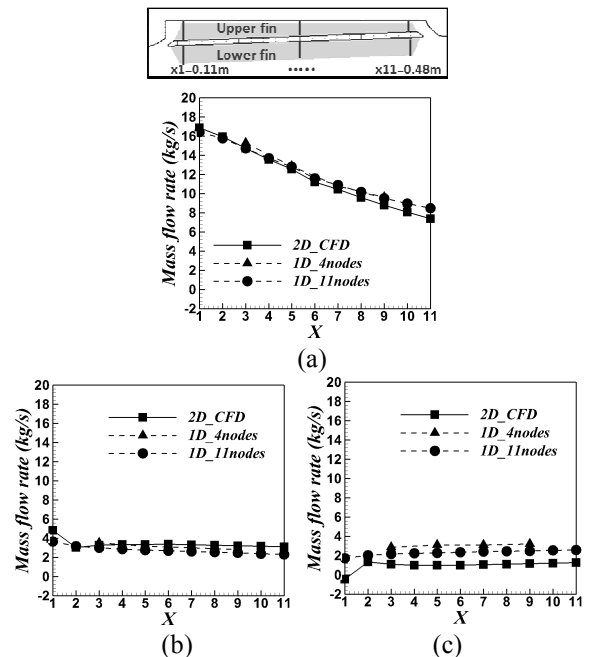


Fig. 9 Distribution of the mass flow rate along the SAOHE: (a) Lower fin, (b) Upper fin and (c) Gap side

Table 2 Comparison pressure drop results between experimental results and 1D network program.

		$\Delta P_{static} (Pa)$			Difference (%)
1D network		Correlation [11]	Exp. [10]	2D CFD	
2-4 model	1762.5	2082.5	1542.5	1615.2	+14.3
4-4 model	1651.0	2082.5	1542.5	1615.2	+7.0

11(four-branch parallel, eleven-node) 네트워크 구성도이다. Table 2 는 입구에서 출구까지의 압력강하에 대하여 검증된 2 차원 다공성 모델에 대한 1 차원 2-4 네트워크 모델과 1 차원 4-4 네트워크 모델의 비교 결과이다. 두 모델을 비교하였을 때 압력 강하량이 실험치와 비교하여 각각 14.3%와 7.0% 차이가 나는 것을 알 수 있다.

Fig. 9 는 아랫 핀, 윗 핀, 케이싱과 핀 사이 틈에서의 질량유량을 각 각 나타낸 것이다. Fig. 9(a) 는 아랫 핀에서의 질량유량을 나타낸 것으로 2 차원 다공성 모델, 1 차원 4-4 네트워크 모델, 1 차원 4-11 네트워크 모델의 값 각 노드에서 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Fig. 9(b)는 윗 핀에서의 질량유량을 나타낸 것이다. 2 차원 다공성 모델과 1 차원 4-4 네트워크 모델이 잘 일치하는 것처럼 보이나 1 차원 4-4 네트워크 모델은 냉각 핀을 노드 4 개로 계산하기 때문에 핀의 앞쪽이나 뒤쪽 영향을 나타내는데 한계가 있다. 1 차원 4-11 네트워크 모델은 냉각 핀을 11 개의 노드로 계산하므로 1 차원 4-4 네트워크 모델이 나타내지 못하는 부분을 나타낼 수 있다. 2 차원 다공성 모델과 1 차원 4-11 네트워크 모델과 비교했을 때 냉각 핀의 앞쪽에서 질량유량 값이 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 이는 실제 현상에서 넓은 공간에서 좁은 공간으로 유체가 흘러갈 때 손실이 생기기 때문이다. Fig. 9(c)는 케이싱과 윗 핀 사이의 틈으로 흘러가는 질량유량을 나타낸 것이다. 2 차원 다공성 모델과 1 차원 4-11 네트워크 모델을 비교했을 때 냉각 핀의 앞쪽에서 질량유량 값이 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 이것은 본 연구에서 R2 영역의 유동 저항은 Freid 와 Idelchik⁽⁹⁾이 수치적으로 제안한 수식을 이용하였기 때문에, Fig. 10 에서 처럼 2 차원 다공성 모델에서는 재순환 영역을 내포하는 반면, 1 차원 4-11 네트워크 모델은 재순환 영역이 예측되지 못하여 입구 영역에서 질량 유량값이 차이가 나는 것을 볼 수 있다.

3.3 1 차원 열유동 네트워크 모델의 열전달 평가

Fig. 11 은 오일영역을 포함하는 1 차원 네트워크 구성도 이다. Fig. 11(a)는 오일영역의 4 개의 노드

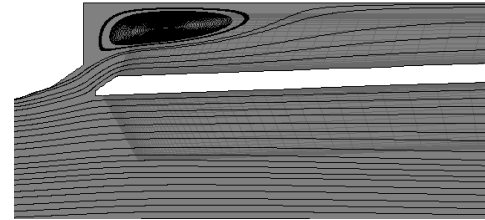


Fig. 10 The flow pattern around the upper side of SAOHE

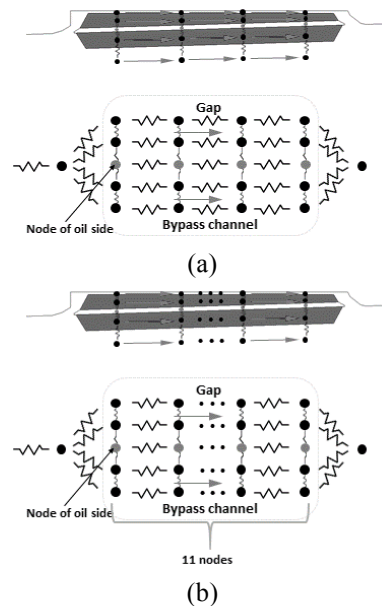


Fig. 11 Network topology for oil side in SAOHE: (a) 4 nodes model and (b) 11 nodes model

가 공기로 열전달하는 네트워크 구성도를 나타내고, Fig. 11(b)는 오일영역의 11개의 노드가 공기로 열전달하는 네트워크 구성도를 나타낸다. Table 3는 2 차원 다공성 모델, 1차원 4-4 네트워크 모델, 1차원 4-11 네트워크 모델의 오일에서 공기 쪽으로 열전달되는 열전달량을 비교한 결과이다. 실험 결과값과 비교해 1차원 4-4 네트워크 모델은 +13.4%, 1차원 4-11 네트워크 모델은 -5.0% 차이가 나는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 제안한 1차원 열유동 네트워크 모델의 열전달 성능 평가는 공기부분(Air side)와 오일부분(Oil side)를 구분하였는데 공기부분(Air side)의 경우는 2차원 CFD 해석 결과를 통한 평균 열전달 계수 값을 이용하였고, Oil side의 경우는

Table 3 Comparison heat transfer rate results between experimental results and 1D network program.

1D network		Q(kW)			Difference (%)
		Correlation [11]	Exp. [10]	2D CFD	
4 nodes	95.8	109.1	84.5	72.2	+13.4
11 nodes	80.1	109.1	84.5	72.2	-5.0

실제 조건과 부합하는 일정한 상수 값 ($h=2,000W/m^2K$) 을 사용하였다. 본 연구에서 제시한 1 차원 열유동 네트워크와 2 차원 CFD 해석 결과의 수치적 오차는 1 차원 열유동 네트워크에서 제안한 각 영역(R1 - R6)에서의 열 저항 및 R5 에서의 바이패스 (bypass) 영향으로 볼 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 1 차원 열유동 네트워크를 이용하여 성능 해석 프로그램을 개발하였고, 선행연구의 실험 값과 2 차원 다공성 모델 결과와 비교해 타당성을 검토하였으며, 2 차원 다공성 모델과 1 차원 열유동 네트워크 모델을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) SAOHE 3 차원 단위 핀 모델을 2 차원 다공성 모델로 단순화하였으며 선행 실험결과와 2 차원 다공성 모델의 압력강하 결과를 비교했을 때 4.5%로 이 차이는 동의할 만한 수준이다.

(2) SAOHE 의 성능 예측하는데 있어서 시간과 비용적으로 효과적인 1 차원 열유동 네트워크 프로그램을 개발하였다. 이를 위해 열교환기 주변을 형상과 유동 패턴을 기준으로 다수의 영역으로 분할하여 새로운 네트워크 토폴로지(topology)를 제안하였고, 각 영역에 적합한 성능상관계수를 제안하였다.

(3) 개발된 1 차원 열유동 네트워크 모델을 이용하여 2 차원 다공성 모델의 전산해석 결과와 비교하였다. 네트워크 노드 갯수에 따른 정확도의 변화가 관측되나, 11 개의 노드만으로도 압력손실은 7%, 열전달량은 5% 이내의 정확도를 보였다.

(4) 1 차원 네트워크 모델에서 급확대에 의한 재순환영역 등 상세 유동패턴을 예측하지 못하는 문제는 추후 보다 정확한 상관식을 개발하여 향상시켜야 할 과제이다. 또한 고속 바이패스 유동이 존재하는 다양한 형상의 열교환기에 대한 일반화된 상관식의 개발이 필요하며, 특히 핀의 형태, 바이패스 유동과의 상호작용에 대한 새로운 상관식이 추가로 필요하다.

본 연구에서 제안한 1 차원 열유동 네트워크 해석기법은 향후 다양한 형상과 운전 조건에 따른

SAOHE 성능 예측을 위한 유용한 초기설계도구가 될 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

- (1) Min. J. K., Jeong. J. H. and Ha, M. Y., 2009, "High Temperature Heat Exchanger Studies for Applications to Gas Turbines," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 175~186.
- (2) Robertson, A. J., Neely, A. J. and Ireland, P. T., 1997, "Local Heat Transfer Coefficients on Flat Continuous Interrupted and Corrugated External Fins," *ASME paper 97-GT-380 presented at I.G.T.I. conference*.
- (3) Neely, A. J., Ireland, P. T. and Harper, L. R., 1997, "Extended Surface Convective Cooling Studies of Engine Components Using the Transient Liquid Crystal Technique," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211.3: 273-287.
- (4) Sparrow, E. M. and Ramsey, J. W., 1978, "Heat Transfer and Pressure Drop for a Staggered Wall-Attached Array of Cylinders with Tip Clearance," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21.11: 1369-1378
- (5) Mutlu, I. and Al-Shemmeri, T. T., 1994, "The Effect of Crossflow on Heat Transfer Augmentation with Interrupted Longitudinal Fins," *Experimental thermal and fluid science*, 8.1: 91-100.
- (6) Chapman, C. L., Lee, S. and Schmidt, B. L., 1994, "Thermal Performance of an Elliptical Pin Fin Heat Sink," *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, 1994. SEMI-THERM X., Proceedings of 1994 IEEE/CPMT 10th.
- (7) Sata, T., Iwasaki, H. and Ishizuka, M., 1997, "Development of Prediction Technique for Cooling Performance of Finned Heat Sink in Uniform Flow," *Components, Packaging, and Manufacture*, Vol. 20, No. 2, pp. 160~166.
- (8) Luo, X., Li, M. and Roetzel, W., 2002, "A General

- Solution for One-Dimensional Multistream Heat Exchangers and Their Networks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2695~2705.
- (9) Fried, E. and Idelchik, I. E., 1989, "Flow Resistance," *Taylor & Francis*, pp. 210~229.
- (10) Ko, J. A., Kim, S. K., Ha, M. Y., Min, J. K., Stieger, R., Mason, S., Doo, J. H. and Son, C., 2013, "A Study on the Installation of the Surface Air-Oil Heat Exchanger for the Application to Aero Gas-Turbine Engine," *21th ISABE Conference*.
- (11) Shah, R. K. and Sekulic, D. P., 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design, *J. Wiley*, London, UK.